

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-028251

(43)Date of publication of application : 29.01.2003

(51)Int.CI.

F16H 13/04

(21)Application number : 2002-057541 (71)Applicant : NSK LTD

(22)Date of filing : 04.03.2002 (72)Inventor : CHIKARAISHI KAZUO

(30)Priority

Priority number : 2001110366 Priority date : 09.04.2001 Priority country : JP

2001141463 11.05.2001

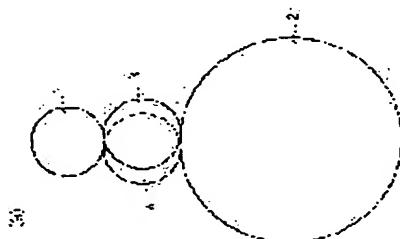
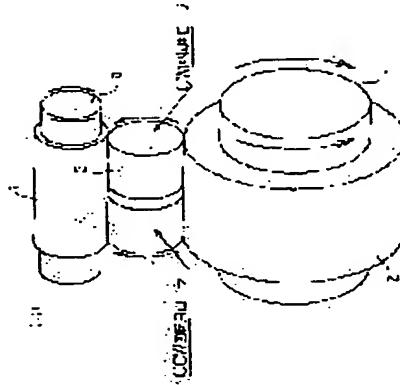
JP

(54) FRICTION ROLLER TYPE TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To keep increase of operation torque as small as possible by generating roller pressing force in proportion to transmitting torque.

SOLUTION: A first roller 1 and a second roller 2 which have centers on two parallel separate shafts a, b respectively are arranged not to get into contact with each other. A third roller 3 and a fourth roller 4 getting into contact with both of the first and the second rollers 1, 2 are arranged between the first roller 1 and the second roller 2. Angles between a tangential line of the first roller 1 and the third roller 3 (or the fourth roller 4) and a tangential line of the second roller 2 and the third roller 3 (or the fourth roller 4) are twice or less of friction angles found from a friction coefficient between the respective rollers, and friction parts are positioned outside the rollers.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

01.03.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-28251

(P2003-28251A)

(43) 公開日 平成15年1月29日 (2003.1.29)

(51) Int.Cl.⁷

F 16 H 13/04

識別記号

F I

F 16 H 13/04

マークト[®] (参考)

B 3 J 0 5 1

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 11 頁)

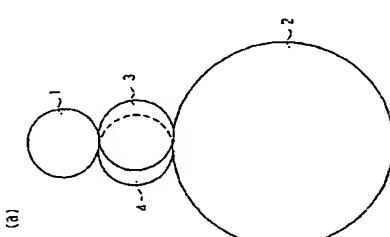
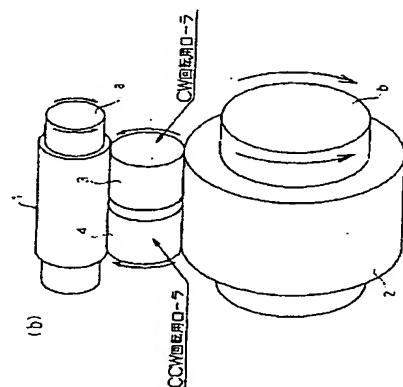
(21) 出願番号	特願2002-57541(P2002-57541)	(71) 出願人	000004204 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号
(22) 出願日	平成14年3月4日 (2002.3.4)	(72) 発明者	力石 一穂 群馬県前橋市総社町一丁目8番1号 日本 精工株式会社内
(31) 優先権主張番号	特願2001-110366(P2001-110366)	(74) 代理人	100077919 弁理士 井上 義雄
(32) 優先日	平成13年4月9日 (2001.4.9)	F ターム(参考)	3J051 AA01 BA03 BB02 BD01 BE03 EA06 EC03 ED20 FA02
(33) 優先権主張国	日本 (JP)		
(31) 優先権主張番号	特願2001-141463(P2001-141463)		
(32) 優先日	平成13年5月11日 (2001.5.11)		
(33) 優先権主張国	日本 (JP)		

(54) 【発明の名称】 摩擦ローラ式変速機

(57) 【要約】

【課題】 伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすること。

【解決手段】 互いに平行に離間した2つの軸a, bに、それぞれ、各軸を中心とする第1ローラ1と第2ローラ2とを互いに当接しないように配置し、第1及び第2ローラ1, 2の両方に当接するような第3ローラ3と第4ローラ4を、第1ローラ1と第2ローラ2の間に配置し、第1ローラ1と第3ローラ3(もしくは第4ローラ4)の接線と、第2ローラ2と第3ローラ3(もしくは第4ローラ4)の接線とが成す角は、各ローラ間での摩擦係数から求まる摩擦角の2倍以下となるようにし、その摩擦部がローラの外側であるようにしている。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】互いに離間した2つの軸に、それぞれ、各軸を中心とする第1ローラと第2ローラとを互いに当接しないように配置し、

前記第1及び第2ローラの両方に当接するような第3ローラと第4ローラを、該第1ローラと該第2ローラの間にかつ該第1ローラと該第2ローラの中心を結ぶ線の反対側に配置し、

前記第1ローラと前記第3ローラ（もしくは前記第4ローラ）の接線と、前記第2ローラと前記第3ローラ（もしくは前記第4ローラ）の接線とが成す角は、各前記ローラ間での摩擦係数から求まる摩擦角の2倍以下となるようにしたことを特徴とする摩擦ローラ式変速機。

【請求項2】前記第1ローラの軸と前記第2ローラの軸とは互いに平行であることを特徴とする請求項1に記載の摩擦ローラ式変速機。

【請求項3】前記第3ローラの径と前記第4ローラの径は前記第1ローラと前記第2ローラの周面間の最短距離より大きいことを特徴とする請求項1に記載の摩擦ローラ式変速機。

【請求項4】その摩擦部が前記ローラの外側であることを特徴とする請求項1に記載の摩擦ローラ式変速機。

【請求項5】その摩擦部が前記第1ローラと前記第2ローラのどちらか一方の内側であることを特徴とする請求項1に記載の摩擦ローラ式変速機。

【請求項6】請求項1乃至3のいずれか1項に記載の摩擦ローラ式変速機を用いたことを特徴とする電動パワーステアリング装置。

【請求項7】ハウジングと前記各ローラの線膨張係数が等しいことを特徴とする請求項1乃至3のいずれか1項に記載の摩擦ローラ式変速機。

【請求項8】前記第3及び第4ローラをオーバラップさせ、前記第1及び第2ローラを正逆回転において共通に使うことを特徴とする請求項1乃至3のいずれか1項に記載の摩擦ローラ式変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、摩擦ローラ式変速機に関する。

【0002】

【従来の技術】軸間で動力伝達する変速機としては、歯車変速機が一般的であり広く普及している。歯車変速機においては、歯車の製作上の形状誤差などによって、円滑な作動のためには、適正なバックラッシュが不可欠である。しかし、変速機を煩雑に正逆回転させる用途に歯車変速機を適用した場合、そのバックラッシュによって、回転方向反転時に歯面を打撃し、騒音が発生する。

【0003】これに対処するため、遊びの無い（バックラッシュレスの）動力伝達手段として、ローラを押付けてその摩擦力を利用して動力を伝達しようとする摩擦ロ

10

2

ーラ式変速機が昔から知られている。例えば、遊星ローラ式減速機では、中心ローラの回りに配置した遊星ローラと遊星ローラを内接するリングローラを焼きばめ等により締め代を持って組立、各ローラの弾性変形によって、一定のローラ間押圧力を発生させて動力を伝達するものである。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】一般的な摩擦ローラ式変速機においては、一定のローラ間押圧力を作用させて、動力伝達の為の摩擦力を生じせしめている。そのため、当初に設定した押圧力の範囲までしか、動力の伝達をできず、考えられる最大伝達トルク相当の非常に大きな押付け荷重を初期に与える必要がある。

【0005】しかしながら、一般的な摩擦ローラ式変速機においては、常に非常に大きな押付け荷重が掛かっている状態にあるため、実際の伝達トルクに拘わらず、回転の際の弾性変形の繰り返しによる内部損失が生じると共に、荷重を受ける軸受の作動トルクの上昇により損失が生じる。その結果、作動トルクが非常に大きくなり、伝達トルクが小さい領域では、損失が大きく、伝達効率が極めて悪いという問題がある。

【0006】また、特開平6-135339号公報では、入力側の摩擦ローラと、出力側の摩擦ローラとの間に、トルクの伝達を行うと共に所定以上のトルクが掛けた時に両ローラから離脱するトルク制限的な中間ローラが介装してある。これにより、所定以上のトルクが掛けた時、中間ローラが両ローラから離脱するため、各ローラに過大なトルクが作用することがない。

【0007】さらに、特開平6-288453号公報には、伝達トルクに応じて押付け荷重を作動させるものとして、トルクカム方式（直交型転がり伝動装置）が開示してある。これは、一方回転での押圧力の調節では有効であるが、伝達方向が反転するものにおいては、トルクカムの回転方向の切替時には、カム面の切替の為のローラの大きな変位を伴う為、伝達遅れやカム面とローラとの打音が生じるという問題があった。

【0008】また、特開2000-16313号公報や特開2000-16314号公報には、遊星ローラ式変速機において、リングローラとサンローラを微少に偏芯

20

させて、プラネタリローラにウェッジ効果を持たせて、トルクに応じた押圧力を得るウェッジローラ式変速機が開示されているが、一方回転しか動力を伝達できないという問題点があった。

【0009】本発明は、上述した事情に鑑みてなされたものであって、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる摩擦ローラ式変速機を提供することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するため、本発明に係る摩擦ローラ式変速機は、互いに離間し

50

た2つの軸に、それぞれ、各軸を中心とする第1ローラと第2ローラとを互いに当接しないように配置し、前記第1及び第2ローラの両方に当接するような第3ローラと第4ローラを、該第1ローラと該第2ローラの間にかつ該第1ローラと該第2ローラの中心を結ぶ線の反対側に配置し、前記第1ローラと前記第3ローラ（もしくは前記第4ローラ）の接線と、前記第2ローラと前記第3ローラ（もしくは前記第4ローラ）の接線とが成す角は、各前記ローラ間での摩擦係数から求まる摩擦角の2倍以下となるようにしたことを特徴とする。

【0011】本発明に係る摩擦ローラ式変速機は、好ましくは、前記第1ローラの軸と第2ローラの軸とは互いに平行とすることが出来る。

【0012】本発明に係る摩擦ローラ式変速機は、また前記第3ローラの径と第4ローラの径は第1ローラと第2ローラの周面間の最短距離より大きくすることができる。

【0013】さらに、本発明に係る摩擦ローラ式変速機は、好ましくはその摩擦部が各ローラの外側とすることが出来る。

【0014】さらにまた、本発明に係る摩擦ローラ式変速機は、その摩擦部が第1ローラと第2ローラのどちらか一方の内側にすることが出来る。

【0015】本発明に係る摩擦ローラ式変速機は、また電動パワーステアリング装置に使用することが出来る。

【0016】さらに、本発明に係る摩擦ローラ式変速機においては、ハウジングと各ローラの線膨張係数が等しいことが好ましい。

【0017】本発明に係る摩擦ローラ式変速機は、第3及び第4ローラをオーバラップさせ、第1及び第2ローラを正逆回転において共通に使うことが出来る。

【0018】本発明によれば、第1ローラ→第3ローラ→第2ローラの伝達経路と、第1ローラ→第4ローラ→第2ローラの伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機において、正逆回転を可能にすることにより、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

【0019】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機（減速機）を図面を参照しつつ説明する。

（第1実施の形態）図1（a）は、本発明の第1実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機（減速機）の側面図であり、図1（b）は、（a）に示した摩擦ローラ式変速機の模式的斜視図である。図2（a）は、本発明の第1実

施の形態に係る摩擦ローラ式変速機の側面図であり（第1ローラ→第4ローラ→第2ローラの伝達経路を示す図であり）、図2（b）は、同側面図であり（第1ローラ→第3ローラ→第2ローラの伝達経路を示す図である）。

【0020】本第1実施の形態では、摩擦ローラ式変速機（減速機）において、図1及び図2に示すように、互いに平行に離間した2つの軸a, bに、それぞれ、各軸を中心とする小径の第1ローラ1と大径の第2ローラ2とを互いに当接しないように配置している。

【0021】第1ローラ1と第2ローラ2との間でかつ第1ローラと第2ローラとの中心を結ぶ線の反対側に好ましくは同径の第3ローラと第4ローラとが互いに平行に第1及び第2ローラ1, 2の両方に当接するように配置してある。

【0022】第3ローラと第4ローラの径はとともに第1ローラと第2ローラとの周面間の最短距離よりも大きい。

【0023】第1ローラ1と第3ローラ3（もしくは第4ローラ4）の接線と、第2ローラ2と第3ローラ3（もしくは第4ローラ4）の接線とが成す角は、各ローラ間での摩擦係数から求まる摩擦角の2倍以下となるようにし、その摩擦部がローラの外側であるようにしている。

【0024】別の言方をすると、各ローラの中心をP1～P4とすると、線P1P2と線P1P3との成す角（ $\alpha_1 : \angle P2P1P3$ ）と線P1P2と線P2P3との成す角（ $\alpha_2 : \angle P1P2P3$ ）の和と、線P1P2と線P1P4との成す角（ $\alpha_3 : \angle P2P1P4$ ）と線P1P2と線P2P4との成す角（ $\alpha_4 : \angle P1P2P4$ ）の和とが、摩擦角（ $\theta = \tan^{-1} \mu$ ）の2倍以下であるように設定している。

【0025】即ち、 $\beta = \alpha_1 + \alpha_2 \leq 2 \cdot \tan^{-1} \mu$
 $\beta = \alpha_3 + \alpha_4 \leq 2 \cdot \tan^{-1} \mu$

なお、接触角を第1ローラと第2ローラの中心を結ぶ垂線（s：基準線）との成す角と定義することもできる。しかし、接触部で作用する接触力の大きさは等しいので、その合力は各接線の成す角の二等分線（n）の方向となる。接触角を定義した基準線（s）とこの二等分線（n）との方向は、入出ローラ径が等しければ一致するが、径差があると僅かにずれる。接触部における入出力のローラからウェッジローラに作用する2つの法線方向（中心を結ぶ方向）の力も、先の二等分線（n）との成す角が等しくなるので、二等分線（n、を含む面）を基準として考えると釣り合いがとれる。ウェッジローラに作用する力を基準として考え、接触角は接触部の法線方向力が、釣り合う線（面）を基準として定義すべきとした。

【0026】この配置を取った場合、摩擦角は小さいので、第3、第4のローラ3, 4は、軸方向でオーバーラ

ップする位置とならざるを得ない。

【0027】上記構成にすれば、伝達トルクに応じた押圧力がえられる。故に摩擦伝達の為に必要な押圧力（第3及び第4ローラ3, 4を第1及び第2ローラ1, 2に向けて押付る）が必要が無い。但し、無回転状態にて、初期の当接状態を確保する微少な押圧力は付与した方が良い。また、各ローラはそれぞれ一つで成り立つが、複数でも構わない。

【0028】以下に、第1ローラを入力として作用を説明する。

【0029】図1(b)及び図2(b)に示すように、第1ローラ1を時計周り(CW方向)に回転させると、第3ローラ3と第1ローラ1の接線と第3ローラ3と第2ローラ2の接線とは、摩擦角の2倍以下の角度になっているので各々の接触角は摩擦角以下となり、第3ローラ3と第1ローラ1は当接部において相対滑りを生じないので、第3ローラ3は第1ローラ1から接線方向力が作用される。この接線方向力は、第3ローラ3を第1ローラ1に近接させる方向で、第3ローラ3はこの接線方向力により反時計回り(CCW方向)の回転力が伝達される。

【0030】第3ローラ3と第2ローラ2との当接部においても、第3ローラ3と第1ローラ1の接線と第3ローラ3と第2ローラ2の接線とは、摩擦角の2倍以下の角度になっているので各々の接触角は摩擦角以下となり、第3ローラ3と第2ローラ2は当接部において相対滑りを生じない。そのため、第2ローラ2は第3ローラ3から接線方向力が作用され、CW回転方向の回転力が伝達される。その反作用として、第3ローラ3にはそれとは反対の接線方向力が生じる。この接線方向力は、第3ローラ3を第2ローラ2に近接させる方向である。

【0031】第3ローラ3に作用される接線方向力は、第3ローラ3を第1及び第2ローラ2へ押付ける方向であるので、伝達する接線方向力即ちトルクに応じた押付け力を得ることが出来る。

【0032】この時、図2(a)に示すように、第4ローラ4においても、その当接部では相対滑りが生じないので、第4ローラ4は第1及び第2ローラ1, 2から接線方向力を受けるが、その方向は第4ローラ4を第1及び第2ローラ1, 2から離間させる方向であるので、第4ローラ4は第1ローラ1と第2ローラ2に当接したまま転動しているだけである。

【0033】次に、図1(b)及び図2(a)に示すように、第1ローラ1が逆転してCCW方向に回転した場合は、第4ローラ4と第3ローラ3の作用が入れ替わることになるが、第4ローラ4は第1ローラ1と第2ローラ2に既に当接しているので、回転方向反転時に円滑に動力の伝達方向の変換を行うことが出来る。

【0034】また、トルク伝達を行なうためには、第3及び第4ローラ3, 4が第1及び第2ローラ1, 2に対

して当接状態にあればよい。当接状態を確保する為に、第3及び第4ローラ3, 4を第1及び第2ローラ1, 2へ微少な押圧力を得てもよい。

【0035】このように、本第1実施の形態によれば、第1ローラ1→第3ローラ3→第2ローラ2の伝達経路と、第1ローラ1→第4ローラ4→第2ローラ2の伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機(減速機)において、正逆回転を可能にすることができる、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて、常に当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

(第2実施の形態) 図3(a)は、本発明の第2実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の側面図であり、図3(b)は、(a)に示した摩擦ローラ式変速機の模式的斜視図である。図4(a)は、本発明の第2実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機の側面図であり(第1ローラ→第4ローラ→第2ローラの伝達経路を示す図であり)、図4(b)は、同側面図であり(第1ローラ→第3ローラ→第2ローラの伝達経路を示す図である)。

【0036】本第2実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)においても、図3及び図4に示すように、互いに平行に離間した2つの軸a, bに、それぞれ、各軸を中心とする第1ローラ1と第2ローラ2とを互いに当接しないように配置し、第1及び第2ローラ1, 2の両方に当接するような第3ローラ3と第4ローラ4を、第1ローラ1と第2ローラ2の間に配置している。第1ローラ1と第2ローラ2との間でかつ第1ローラ1と第2ローラ2との中心を結ぶ線の反対側に第3ローラ3と第4ローラ4とが互いに平行に第1及び第2ローラ1, 2の両方に当接するように配置してある。第3ローラ3と第4ローラ4の径はともに第1ローラ1と第2ローラ2との周面間の最短距離よりも大きい。第1ローラ1と第3ローラ3(もしくは第4ローラ4)の接線と、第2ローラ2と第3ローラ3(もしくは第4ローラ4)の接線とが成す角は、各ローラ間での摩擦係数から求まる摩擦角の2倍以下となるようにし、その摩擦部がローラの内側であるようにしている。

【0037】すなわち、ウェッジローラの両回転対応型に拡張し、軸間距離を第1ローラ1と第2ローラ2の半径の和よりも小さくし、第2ローラ2を内周面であると考えた。摩擦角と接触角の考え方も、第1ローラ1と第2ローラ2の中心を結ぶ線の垂線と各接線の成す角を接触角とすれば同じとなる。

【0038】このように、本第2実施の形態においても、第1ローラ1→第3ローラ3→第2ローラ2の伝達

経路と、第1ローラ1→第4ローラ4→第2ローラ2の伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機（減速機）において、正逆回転を可能にすることことができ、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて、常に当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

〔第3実施の形態〕図5は、本発明の第3実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機（減速機）の図であり、(a)は、正面断面図であり、(b)は、側面断面図である。

〔0039〕本第3実施の形態は、第1実施の形態を具体化したものであり、第1乃至第4ローラ1～4の配置、接触角及び摩擦角は、第1実施の形態と同様に構成してあり、アイドルローラ（第3及び第4ローラ）を微少押圧していない例である。

〔0040〕一対のハウジング10、11に、入力軸aが一対の軸受12、13により回転自在に支持してあると共に、ハウジング10、11に、出力軸bが一対の軸受14、15により回転自在に支持してある。

〔0041〕なお、一対のハウジング10、11と第1乃至第4のローラ1～4との線膨張係数は、等しく設定してある。

〔0042〕このように、本第3実施の形態においても、第1ローラ1→第3ローラ3→第2ローラ2の伝達経路と、第1ローラ1→第4ローラ4→第2ローラ2の伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機（減速機）において、正逆回転を可能にすることことができ、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて、常に当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

〔第4実施の形態〕図6は、本発明の第4実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機（減速機）の図であり、(a)は、側面断面図であり、(b)は、(a)のb-b線に沿った断面図であり、(c)は、(b)のc-c線に沿った断面図であり、(d)は、バネの斜視図である。

〔0043〕本第4実施の形態は、第1実施の形態を具体化したものであり、第1乃至第4ローラ1～4の配置、接触角及び摩擦角は、第1実施の形態と同様に構成してあり、アイドルローラ（第3及び第4ローラ）を微少押圧している例である。

〔0044〕一対のハウジング10、11に、入力軸aが一対の軸受12、13により回転自在に支持してあると共に、ハウジング10、11に、出力軸bが一対の軸

受14、15により回転自在に支持してある。

〔0045〕第3及び第4ローラ3、4には、それぞれ、リング状のバネ20が係止しており、これにより、第3及び第4ローラ3、4に微少な押圧力を付与して、初期当接を確実にしている。

〔0046〕なお、一対のハウジング10、11と第1乃至第4のローラ1～4との線膨張係数は、等しく設定してある。

〔0047〕このように、本第4実施の形態においても、第1ローラ1→第3ローラ3→第2ローラ2の伝達経路と、第1ローラ1→第4ローラ4→第2ローラ2の伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機（減速機）において、正逆回転を可能にすることことができ、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて、常に当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

〔第5実施の形態〕図7は、本発明の第5実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機（減速機）の図であり、(a)は、側面断面図であり、(b)は、(a)のb-b線に沿った断面図であり、(c)は、(b)のc-c線に沿った断面図であり、(d)は、(b)のd-d線に沿った断面図である。

〔0048〕本第5実施の形態は、第1実施の形態を具体化したものであり、第1乃至第4ローラ1～4の配置、接触角及び摩擦角は、第1実施の形態と同様に構成してあり、アイドルローラ（第3及び第4ローラ）を微少押圧している例である。

〔0049〕一対のハウジング10、11に、入力軸aが一対の軸受12、13により回転自在に支持してあると共に、ハウジング10、11に、出力軸bが一対の軸受14、15により回転自在に支持してある。

〔0050〕第3及び第4ローラ3、4には、それぞれ、押圧部が設けてある。この押圧部は、それぞれ、振動自在のアーム30の先端部に、ローラ31が回転自在に取付けてあり、このローラ31をバネ32により第3又は第4ローラ3、4に弾性的に押圧してある。これにより、第3及び第4ローラ3、4に微少な押圧力を付与して、初期当接を確実にしている。

〔0051〕なお、一対のハウジング10、11と第1乃至第4のローラ1～4との線膨張係数は、等しく設定してある。

〔0052〕このように、本第5実施の形態においても、第1ローラ1→第3ローラ3→第2ローラ2の伝達経路と、第1ローラ1→第4ローラ4→第2ローラ2の伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機（減速機）において、正逆回転を可

能にすることができる、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて、常に当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

(第6実施の形態) 図8は、本発明の第6実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の図であり、(a)は、側面断面図であり、(b)は、(a)のb-b線に沿った断面図であり、(c)は、(b)のc-c線に沿った断面図である。

【0053】本第6実施の形態は、第1実施の形態を具体化したものであり、第1乃至第4ローラ1~4の配置、接触角及び摩擦角は、第1実施の形態と同様に構成してあり、アイドルローラ(第3及び第4ローラ)を微少押圧している例である。

【0054】一対のハウジング10, 11に、入力軸aが一対の軸受12, 13により回転自在に支持してあると共に、ハウジング10, 11に、出力軸bが一対の軸受14, 15により回転自在に支持してある。

【0055】第3及び第4ローラ3, 4を微少押圧するため、ハウジング10, 11のそれぞれに、支持部材40が嵌合してあり、この支持部材40に設けた支持軸41に、第3及び第4ローラ3, 4がそれぞれ軸受42を介して回転自在に支持してある。また、支持部材40及び支持軸41の位置を調整するためのバネ43が設けてある。これにより、第3及び第4ローラ3, 4にそれぞれ微少な押圧力を付与して、初期当接を確実にしている。

【0056】なお、一対のハウジング10, 11と第1乃至第4のローラ1~4との線膨張係数は、等しく設定してある。

【0057】このように、本第6実施の形態においても、第1ローラ1→第3ローラ3→第2ローラ2の伝達経路と、第1ローラ1→第4ローラ4→第2ローラ2の伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機(減速機)において、正逆回転を可能にすことができ、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて、常に当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

(第7実施の形態) 次に、図9および図10を参照して、本発明の上述した第6実施の形態を車両用電動パワーステアリング装置に適用した本発明の第7実施の形態について説明する。

【0058】図9は本発明の第7実施形態を示す電動バ

ワーステアリング装置の断面構成図、図10(a)は回転減速手段である摩擦ローラ変速機の部分を示す図9のA-A断面図、図10(b)は図10(a)のB-B縦断面図である。

【0059】図9において、電動モータユニットである電動モータ50の出力回転軸の同一軸線上該出力回転軸52に第1ローラ1が固定されている。

【0060】第2ローラ2はナット状のボールスクリューナット53に外嵌固定、又はこれと一体的に形成されている。ボールスクリューナット53はハウジング10, 11に対してペアリング58, 58及び63を介して回転自在に支持されており、ラック軸51を内嵌して、すなわち取り巻いて設けてある。ラック軸51には、ボールスクリューナット53の螺条溝53aとボール54を介して間接的に係合する螺条溝51bが形成されている。すなわち、このボールスクリューナット53とラック軸51とは、螺条溝53aと螺条溝51bの谷部に回転自在に嵌合する多数の球状のボール54を介して間接的に係合しており、螺条溝51bの軸方向の一部にボールスクリューナット53が外嵌している。ボールスクリューナット53とボール54により公知のいわゆるボールスクリュー又はボールねじを構成している。

【0061】図10において第3及び第4ローラ3, 4を微少押圧するため、ハウジング10, 11のそれぞれに、支持部材40が嵌合してあり、この支持部材40に設けた支持軸41に、第3及び第4ローラ3, 4がそれぞれ軸受42を介して回転自在に支持してある。また、支持部材40及び支持軸41の位置を調整するためのバネ43が設けてある。これにより、第3及び第4ローラ3, 4にそれぞれ微少な押圧力を付与して、初期当接を確実にしている。

【0062】なお、一対のハウジング10, 11と第1乃至第4のローラ1~4との線膨張係数は、等しく設定してある。

【0063】このように、本第7実施の形態においても、第1ローラ1→第3ローラ3→第2ローラ2の伝達経路と、第1ローラ1→第4ローラ4→第2ローラ2の伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機(減速機)において、正逆回転を可能にすことができ、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて、常に当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

【0064】上記電動モータ50は、固定子(図示しない)、回転軸を有する回転子(図示しない)等から成っており、本実施形態の場合、ラック軸51と略平行な軸線方向に配置されている。電動モータ50は設置空間に

応じて適宜傾けて配置しても良い。ラック軸51の一端部はユニバーサルジョイント59を介してタイロッド65と連結されている。

【0065】ラック軸51の図中、螺条溝51bの左側部分(先端部)にはラック(図示なし)が形成されている。このラックは、ハンドル(図示しない)に連結されたステアリングシャフト(図示なし)の下端部に連結されているビニオンシャフト(図示なし)に外嵌固定されかつビニオンギヤボックス(図示なし)内に内蔵されたビニオンギヤ(図示しない)と噛み合っている。ステアリングシャフトとビニオンシャフトにより回転軸手段が、ラックとビニオンギヤによりラック・ビニオン手段がそれぞれ構成されている。ラック・ビニオン手段自体は、回転軸手段とラック軸51とを駆動的に連結する周知のものである。

【0066】上記構成における動作について簡単に説明する。運転者がハンドルに加えるトルク、若しくは車速等の情報に基づいて電動モータ50を制御するが、その制御回路に関する詳細な説明は本発明と直接関係がないため省略する。制御装置は検出されたトルクや車速に応じた適当な補助力が得られるよう電動モータ50の出力を制御する。

【0067】電動モータ50の回転軸と第ローラ1の軸は結合されている。この場合、第1ローラ1の回転が第3ローラ3、第4ローラ4および第2ローラ2を介してボールスクリューナット53に伝達されてボールスクリューナット53を回転させ、この回転によりラック軸51が矢印Dのいずれかの方向に駆動されることにより操向車輪の操舵が行われる。この際のラック軸51が受け負荷に応じたステアリングシャフトのトルク、及び車速が検出され、これらの検出値に応じて電動モータ50の出力が制御されることにより、手動操舵力に電動補助力が適宜加えられる。

【0068】なお、本発明は、上述した実施の形態に限定されず、種々変形可能である。

【0069】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、第1ローラー第3ローラー第2ローラの伝達経路と、第1ローラー第4ローラー第2ローラの伝達経路を構成することができ、バックラッシュレスの摩擦ローラ式変速機(減速機)において、正逆回転を可能にすることができる、また、伝達トルクに応じたローラ押付け力を発生することにより、作動トルクの増加を極力小さくすることが出来、特に低伝達トルクの領域での効率改善が出来、又、動力伝達の為のローラを回転方向毎に設けて、常に当接させているので、回転方向反転の場合にも、遅れや打音を生じることなく、トルク伝達を行なうことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】(a)は、本発明の第1実施の形態に係る摩擦

ローラ式変速機(減速機)の側面図であり、(b)は、(a)に示した摩擦ローラ式変速機(減速機)の模式的斜視図である。

【図2】(a)は、本発明の第1実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の側面図であり(第1ローラ→第4ローラ→第2ローラの伝達経路を示す図であり)、(b)は、同側面図であり(第1ローラ→第3ローラ→第2ローラの伝達経路を示す図である)。

【図3】(a)は、本発明の第2実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の側面図であり、(b)は、(a)に示した摩擦ローラ式変速機(減速機)の模式的斜視図である。

【図4】(a)は、本発明の第2実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の側面図であり(第1ローラ→第4ローラ→第2ローラの伝達経路を示す図であり)、(b)は、同側面図であり(第1ローラ→第3ローラ→第2ローラの伝達経路を示す図である)。

【図5】本発明の第3実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の図であり、(a)は、正面断面図であり、(b)は、側面断面図である。

【図6】本発明の第4実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の図であり、(a)は、側面断面図であり、(b)は、(a)のb-b線に沿った断面図であり、(c)は、(b)のc-c線に沿った断面図であり、(d)は、バネの斜視図である。

【図7】本発明の第5実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の図であり、(a)は、側面断面図であり、(b)は、(a)のb-b線に沿った断面図であり、(c)は、(b)のc-c線に沿った断面図であり、(d)は、(b)のd-d線に沿った断面図である。

【図8】本発明の第6実施の形態に係る摩擦ローラ式変速機(減速機)の図であり、(a)は、側面断面図であり、(b)は、(a)のb-b線に沿った断面図であり、(c)は、(b)のc-c線に沿った断面図である。

【図9】本発明の第7実施の形態に係る車両用パワーステアリング装置の断面構成図。

【図10】(a)は図9のA-A線に沿った断面図であり、(b)は(a)のB-B線に沿った断面図である。

【符号の説明】

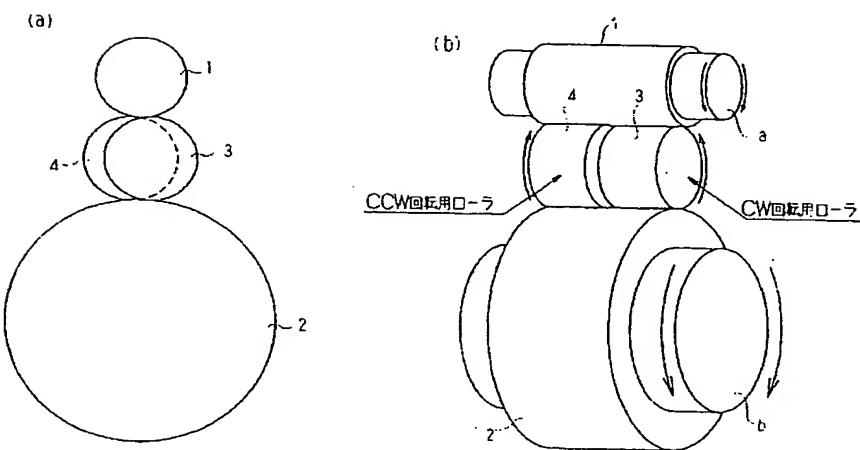
- a 入力軸
- b 出力軸
- 1 第1ローラ
- 2 第2ローラ
- 3 第3ローラ
- 4 第4ローラ
- 10, 11 ハウジング
- 12, 13 軸受
- 14, 15 軸受

- 20 バネ
 30 アーム
 31 ローラ
 32 バネ
 40 支持部材
 41 支持軸
 42 軸受
 43 バネ

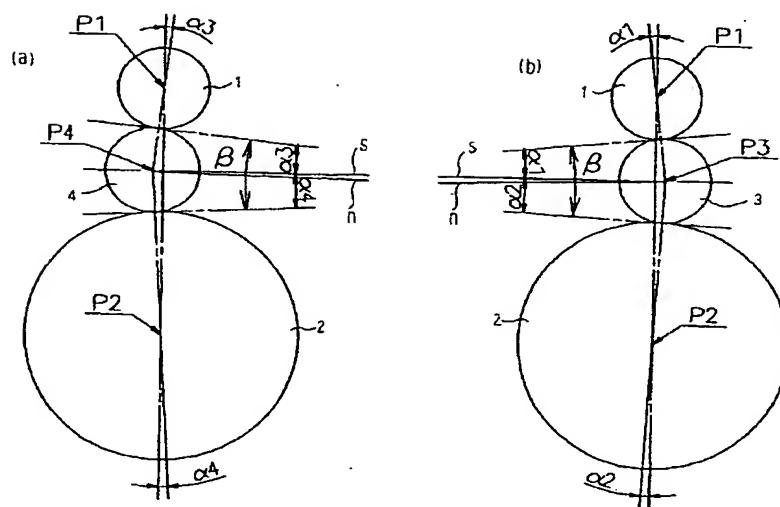
- * 50 電動モータ
 51 ラック軸
 51a, 53a 螺条溝
 53 ポールスクリューナット
 54 ポール
 59 ユニバーサルジョイント
 65 タイロッド

*

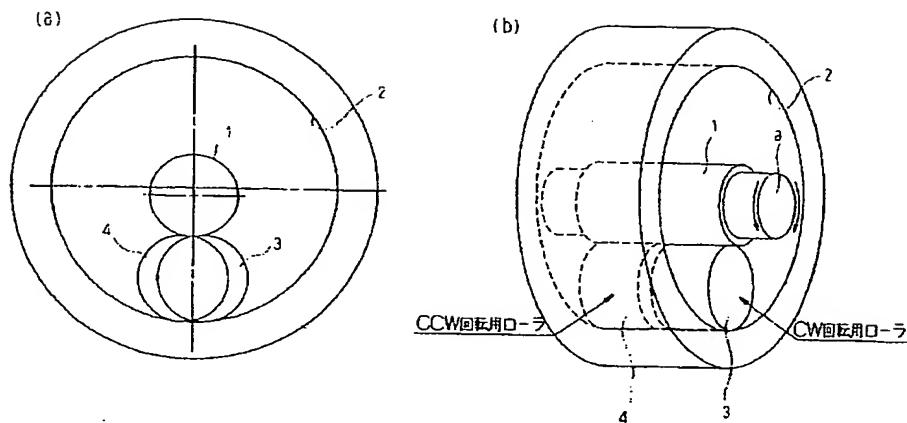
【図1】



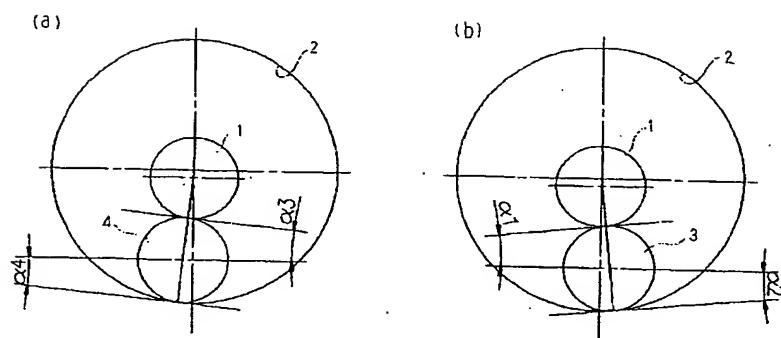
【図2】



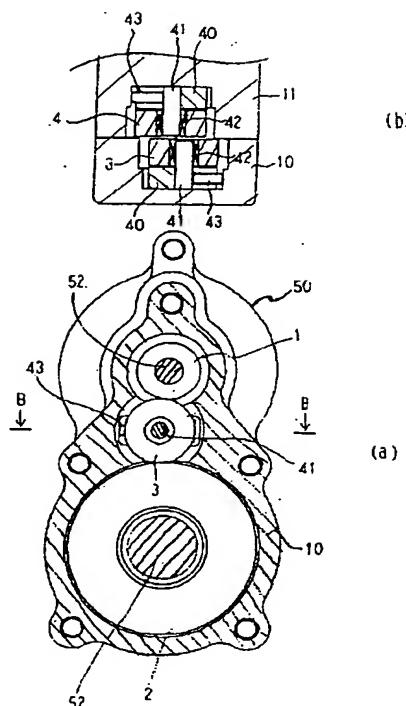
【図3】



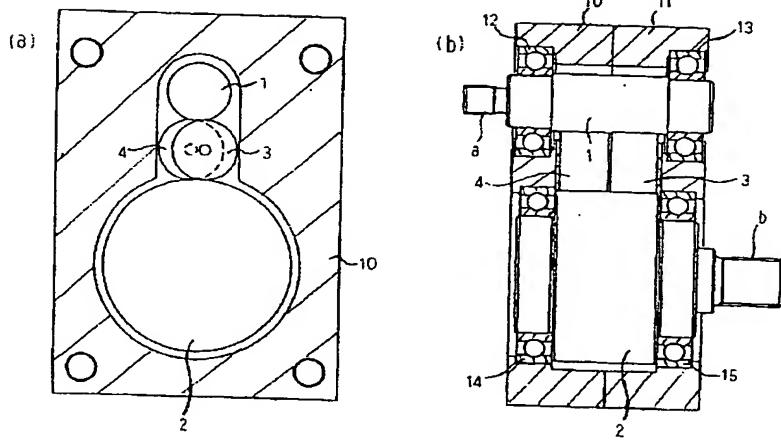
【図4】



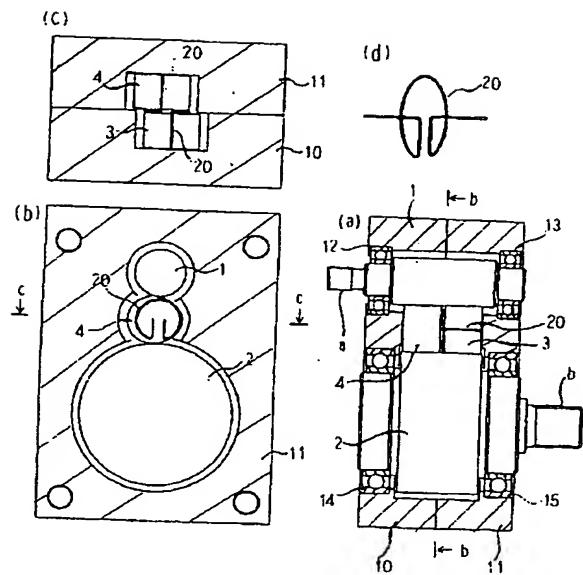
【図10】



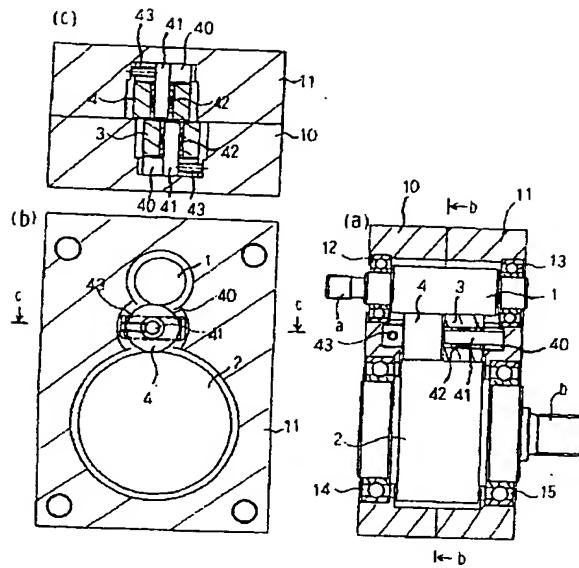
【図5】



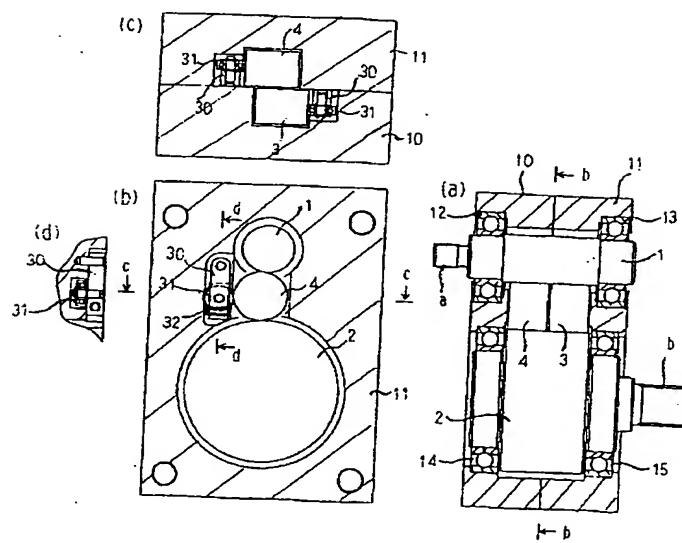
[図6]



[図8]



〔図7〕



【図9】

